

DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA REDUTORA PARA VEÍCULO MINI-BAJA E DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS TEÓRICOS DE DESEMPENHO DO VEÍCULO

José Henrique da Costa Queiroz Gonzalez, jhcqg.eng@uea.edu.br¹

Arlindo Pires Lopes, alopes@uea.edu.br¹

Adriana Alencar Santos, asantos@ufam.edu.br²

¹Universidade do Estado do Amazonas, Escola Superior de Tecnologia, Avenida Darcy Vargas, 1200. Parque 10 de Novembro. 69050-020 – Manaus - Amazonas

²Universidade Federal do Amazonas, Faculdade de Tecnologia, Engenharia Mecânica. Av. General Rodrigo Octávio, 6200. Coroado I. 69080-900 – Manaus - Amazonas

Resumo: O presente trabalho tem por objetivo realizar o dimensionamento de uma caixa redutora para um veículo Mini-BAJA, destinado a competição BAJA SAE Brasil. E determinar os principais parâmetros de desempenho do veículo, a fim de analisar as consequências da relação adotada. Serão abordados parâmetros como velocidade, aceleração, forças trativas e forças resistivas; além do projeto dos componentes mecânicos da caixa redutora, como eixos-árvores e engrenagens. Pode-se também empregar os resultados aqui obtidos em diferentes disciplinas, como: Projetos de Sistemas Mecânicos, Elementos de Máquinas, Projetos de Máquinas, Manufatura Mecânica, Processos de Usinagem, dentre outras. O cálculo da relação será realizado a partir do *gradeability*, que se resume na capacidade que um veículo tem de superar determinado gradiente

Palavras-chave: Transmissão, Baja, Relação de transmissão

1. INTRODUÇÃO

Em um veículo automotor a transmissão trata-se de um dos componentes mais importantes. A transmissão automotiva se faz necessária para adequar as velocidades do motor à velocidade das rodas, além do fato de realizar as conversões de torque de acordo com as exigências nas mais diversas situações que o veículo se encontra.

A não utilização de uma transmissão implicaria em um aumento da rotação do motor sem o proporcional aumento da velocidade do veículo, ou seja, velocidades mais elevadas não poderiam ser alcançadas. Além de haver um consequente maior consumo de combustível, por não ser possível obter-se o resultado esperado em rotações baixas.

Este trabalho tem como principal objetivo descrever um método didático em como determinar as relações para uma transmissão automotiva, com ênfase em veículos Mini Baja SAE. Portanto, valores e conceitos adotados podem divergir de demais veículos, principalmente de veículos comerciais.

A competição BAJA SAE Brasil é uma competição nacional que ocorre desde 1995, e une estudantes que tem relação com a Engenharia da Mobilidade. Os estudantes devem projetar, desenvolver, construir e testar um veículo *off-road* do tipo Baja. Na competição os veículos são submetidos a diversas provas que medem o projeto dos estudantes de uma forma geral. O projeto da transmissão é fundamental para o bom desenvolvimento do veículo na competição.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Durante o dimensionamento de uma transmissão automotiva busca-se encontrar uma relação de transmissão ideal, que atenda às necessidades do veículo.

Existem efeitos resistivos que se opõem ao movimento de todos os corpos, e é necessário que se considere estes efeitos resistivos durante o dimensionamento em questão, tais como: Força de Resistência a Rolagem (FRR), Força de Resistência Aerodinâmica (FRA) e Força de Resistência ao Gradiente (FRG).

A FRR refere-se as resistências a que um pneu deve vencer para dar início ao seu movimento, para que ele role. A FRA é proveniente do atrito e das forças de cisalhamento presentes (Brunetti, 2008). A FRG está relacionada com o gradiente em que o veículo se encontra, ou seja, a força relacionada à inclinação do terreno.

O gradiente, geralmente, é adotado em porcentagem e representa a porcentagem de subida em função do deslocamento horizontal, equivale a tangente do ângulo de inclinação.

A metodologia adotada no desenvolvimento deste trabalho tomou como base o conceito de *gradeability*, a partir das equações descritas por Gisbert Lechner, Harald Naunheimer e Joachim Ryborz, na obra intitulada por *Automotive*

Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. Este conceito que possibilitará o cálculo de uma relação de transmissão ideal, pode ser descrito como a capacidade que um veículo tem de vencer um gradiente com velocidade constante.

O cálculo da relação de transmissão pode ser realizado a partir da Eq. (1), levando em consideração que o veículo deverá vencer um gradiente pré-estabelecido pelos projetistas com uma massa determinada.

$$i = \frac{r_{din} mg (f_r \cos \alpha + \sin \alpha)}{T_{max} \eta} \quad (1)$$

Onde:

r_{din} = Raio dinâmico do pneu (m);

m = Massa do veículo (kg);

f_r = Coeficiente de Resistência ao Rolamento;

T_{max} = Torque máximo do motor (Nm);

η = Eficiência geral do sistema.

3. DESENVOLVIMENTO

O desenvolvimento deste trabalho se deu a partir dos dados técnicos utilizados pela Equipe BAJA UEA e a partir da necessidade de equipe de realizar o dimensionamento de um sistema de transmissão que atendesse aos requisitos estipulados pela competição e que funcionasse de uma maneira eficiente. Em virtude de ser uma equipe novata havia a necessidade de se estabelecer um método que pudesse ser utilizado pelas futuras gerações da equipe no que tange ao dimensionamento da transmissão

A Tab. 1 mostra os parâmetros de entrada utilizados para o desenvolvimento deste trabalho. Estes são parâmetros reais utilizados pela equipe.

Tabela 1. Parâmetros de entrada utilizados no dimensionamento da transmissão.

Raio Dinâmico	292,93 mm
Massa do Veículo	600 kg
Aceleração da gravidade	9,81 m/s ²
Resistência a rolagem	0,045
Gradiente	15°
Torque Máximo no Motor	19,66 Nm
Eficiência do Sistema	90,00%
Rotação Máxima do Motor	3600 rpm
Velocidade máxima do veículo	65 km/h

O raio dinâmico é o raio efetivo de trabalho do pneu, ou seja, o raio de trabalho. E difere-se do raio estativo devido a fatores como pressão e temperatura dos pneus. O raio dinâmico adotado refere-se a um pneu 24-8-R12, utilizado pela Equipe BAJA UEA.

A massa do veículo corresponde ao veículo carregado e equivale a soma das massas do veículo, do piloto e da carga transportada. Os 600kg informados na Tab. 1 correspondem a 240kg do veículo, 60kg do piloto e uma carga adicional, a ser tracionada, de 300kg.

A resistência a rolagem adotada segue as informações apresentadas na Tab;2, para uma estrada de terra com boas condições.

Tabela 2. Parâmetros de entrada utilizados no dimensionamento da transmissão.

Terreno	Coeficiente de resistência a rolagem
Estrada de asfalto	0,010
Estrada de concreto	0,011
Estrada de terra com boas condições	0,045
Estrada de terra com más condições	0,160
Areia solta	0,150 – 0,300

O gradiente de 15°, corresponde a 26,79 % de inclinação. E deve ser adotado de acordo com as condições que os projetistas julgarem necessárias.

A eficiência deve ser calculada em função de todos os componentes mecânicos existentes entre o motor e a roda. Incluindo engrenagens, rolamentos, juntas homocinéticas, dentre outros

Os demais parâmetros devem ser adotados de acordo com as especificações do motor utilizado. Em virtude da competição BAJA SAE Brasil, o motor padrão trata-se de um motor Briggs&Straton com 10HP.

Vale ressaltar também que a Equipe utiliza uma CVT modelo Comet 780, que possui relação máxima de 3,71:1 e uma relação mínima de 0,69:1. A CVT é responsável pela transmissão do movimento do motor à caixa redutora. Haja vista que uma CVT simula a existência de infinitas relações de transmissão, possibilita que a relação de transmissão do veículo se adeque às mais variadas condições a que o veículo é submetido durante as provas da competição.

A partir da Eq (1) determina-se a relação de transmissão global e, por conseguinte, a relação de transmissão da caixa redutora do veículo, que estará em série com a CVT mencionada anteriormente.

A relação global calculada é de 29,46:1 e a relação da caixa redutora é de 7,94:1. Haja vista a relação da caixa ser superior a 7:1 será adotada uma dupla redução por engrenagens.

3.1. Balanço de Forças

A fim de analisar o comportamento dinâmico do veículo é necessário que se faça um balanço de forças, a partir das forças resistivas e da força trativa proveniente do motor.

Os gráficos na Fig. 1, na Fig. 2 e na Fig. 3 mostram o comportamento das três forças resistivas apresentadas neste estudo.

A força de arrasto tem relação direta com a velocidade relativa do veículo (em relação ao vento) e com a área frontal do veículo.

A força resistiva ao gradiente está relacionada com o ângulo de inclinação da via (gradiente) e com a massa do veículo.

Já a força de resistência ao rolamento está relacionada diretamente com o coeficiente de rolagem do terreno, mas também depende da massa do veículo e do gradiente da via.

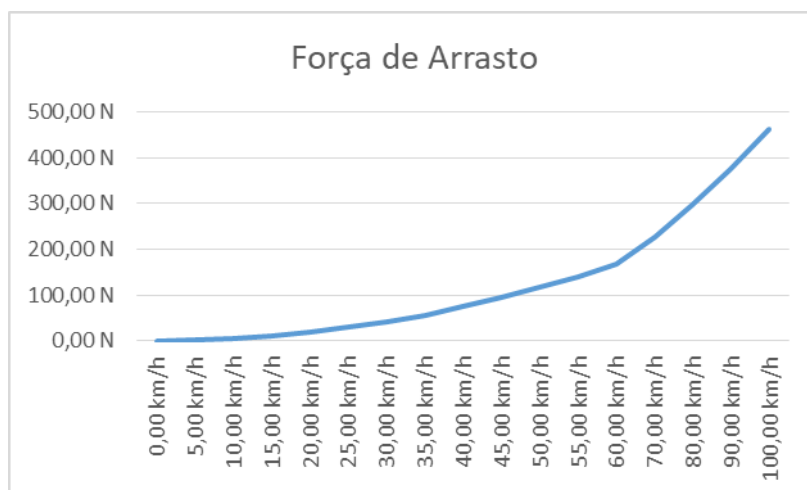


Figura 1. Gráfico da Força de Arrasto em função da Velocidade do Veículo.

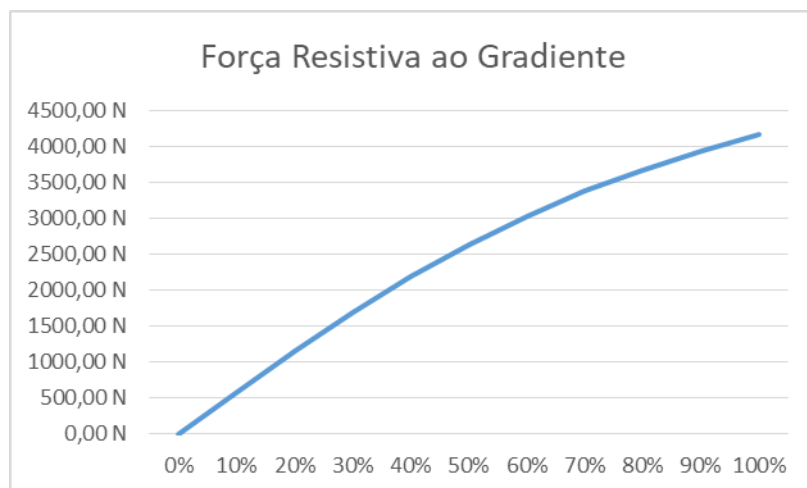


Figura 2. Gráfico da Força Resistiva ao Gradiente em função do Gradiente do Veículo.

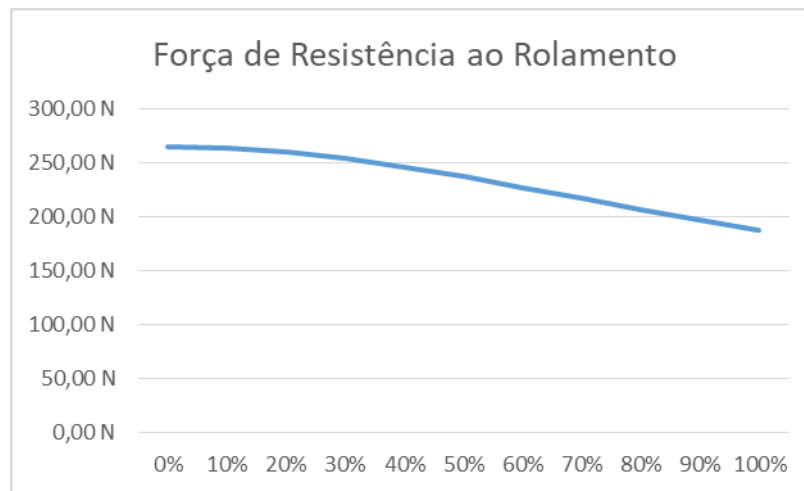


Figura 3. Gráfico da Força de Resistência ao Rolamento em função do Gradiente do Veículo.

Após a análise do balanço de forças é possível determinar o Diagrama de Tração, apresentado na Fig. 4. Trata-se do diagrama mais importante no dimensionamento de uma transmissão automotiva.

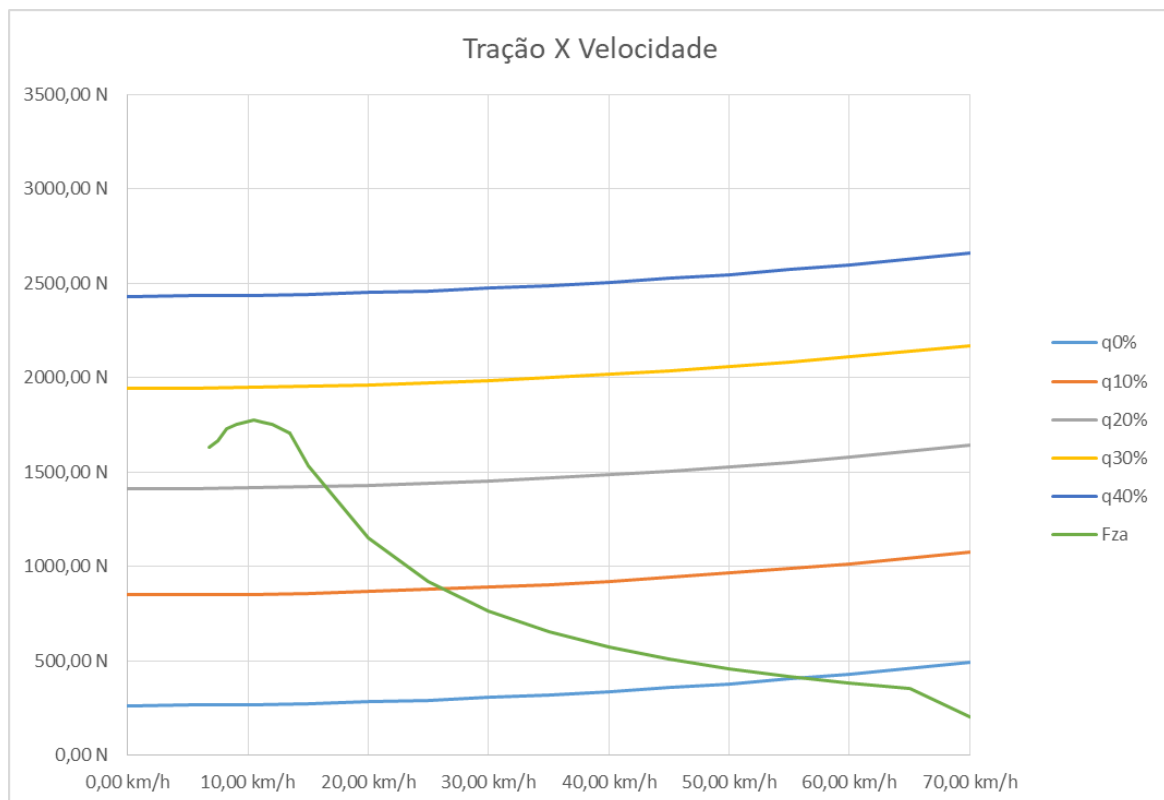


Figura 4. Diagrama de Tração).

O Diagrama de Tração representa a consolidação dos dados obtidos anteriormente, no que diz respeito às Forças Resistivas e à Força de Tração do veículo.

As curvas ascendentes são as curvas dos gradientes. E representam a soma de todas as forças resistivas para as condições de gradiente e velocidade apresentadas. Ou seja, mostram a força de tração necessária para que o veículo vença a inércia.

Um exemplo da utilização do diagrama apresentado mostra que para um gradiente de 10%, aproximadamente 6°, e uma velocidade de 60 km/h a Força Resistiva equivale a 1000 N.

A curva descendente representa a Força de Tração do veículo. O comportamento inicial com um pico de força é característico da transmissão que faz uso da CVT.

O ponto de cruzamento da linha descendente com uma linha ascendente representa o momento em que as Forças Resistivas superam a Força Disponível. Com isso, sabe-se que, para determinado gradiente, o ponto de cruzamento entre estas linhas indicará a velocidade máxima que poderá ser alcançada nas condições apresentadas.

3.2. Capacidade de Aceleração

Após as análises inerentes ao Diagrama de Tração é necessário que se avalie a capacidade de aceleração do veículo. A fim de verificar que não se tem um veículo extremamente forte, mas que requer um elevado tempo para alcançar sua velocidade máxima.

Leal et al (2008) mostra que para o cálculo da capacidade de aceleração é necessário utilizar a soma de todas as inércias rotativas do veículo. Como mostra a Eq. (2). Para o anteprojeto de uma transmissão automotiva Leal et al (2008) também afirma que pode ser utilizado uma aproximação em função da relação de transmissão do veículo, dada pela Eq. (3). E a partir desta aproximação tem-se o tempo necessário para que o veículo alcance determinada velocidade, dada pela Eq. (4).

$$Q = ma (1 + \delta) \quad (2)$$

$$\delta = 0,004 + (0,05i)^2 \quad (3)$$

$$t = \frac{m(1+\delta)}{(1-e)} \sum_{j=1}^n \frac{v_j}{P_n(v_j)} \Delta v + \sum_{i=1}^n t_i \quad (4)$$

Onde:

Q = Resistência de Inércia (kg m/s²);

m = Massa do veículo (kg);

a = Aceleração do veículo (m/s²);

δ = Inércia de translação equivalente à de rotação

i = Relação de transmissão.

t = Tempo para variação de velocidade (s);

e = Escorregamento;

v_j = Velocidade final (m/s);

$P_n(v_j)$ = Potência disponível no cubo, em função da velocidade final (kW);

Δv = Variação de velocidade (m/s);

t_i = Tempo para troca de marchas (s).

A partir dos cálculos dos tempos necessários para que o veículo alcance determinadas velocidades é possível construir o gráfico de Aceleração, mostrado na Fig. 5

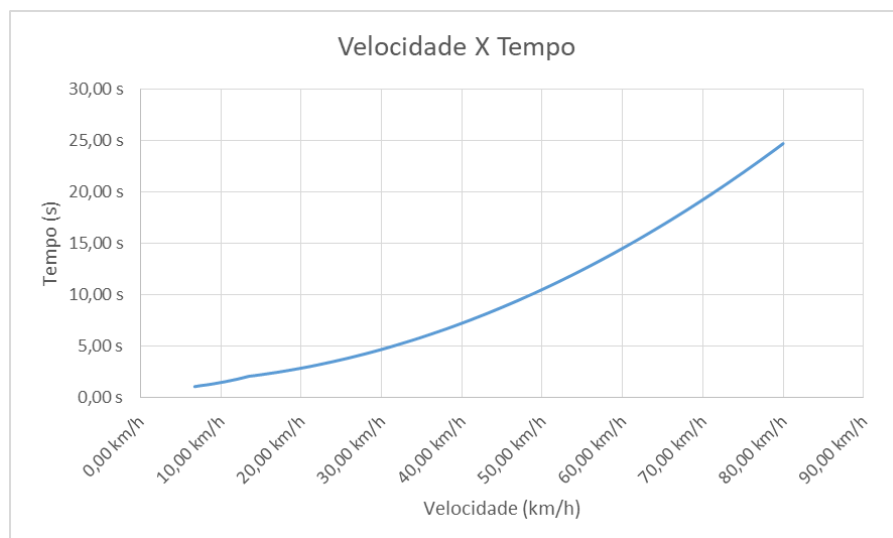


Figura 5. Gráfico de aceleração – Velocidade x Tempo.

Pinhão submetido aos maiores esforços		Coroa submetida aos maiores esforços	
FLEXÃO		FLEXÃO	
Tensão Atuante Wt - Força Tangencial 8653,56 N Fator de Sobrecarga (K _o) 1,75 Fator dinâmico (K _v) 1,8087575 Efeito do Tamanho (K _s) 1 Largura*Módulo 0,045 Fator de carga (K _h) 1,2 Fator de espessura (K _b) 1 Fator geométrico (J) 0,25		Tensão Atuante Wt - Força Tangencial 8579,37 N Fator de Sobrecarga(K _o) 1,75 Fator dinâmico (K _v) 1,8087575 Efeito do Tamanho (K _s) 1 Largura*Módulo 0,045 Fator de carga(K _h) 1,6 Fator de espessura(K _b) 1 Fator geométrico(J) 0,37	
Tensão admissível Tensão de resistência a flexão(σ _{fp}) 8,83E+07 Fator de correção de tensões (Z _n =Y _n) 1 Fator de segurança da AGMA(S _f) 1 Confiabilidade(K _r) 0,85 Fator de temperatura(K _t) 1		Tensão admissível Tensão de resistência a flexão(σ _{fp}) 8,83E+07 Fator de correção de tensões (Z _n =Y _n) 1 Fator de segurança da AGMA(S _f) 1 Confiabilidade(K _r) 0,85 Fator de temperatura(K _t) 1	
σ 2,92E+06		σ 2,61E+06	
σ (adm) 1,04E+08		σ (adm) 1,04E+08	

Figura 7. Dimensionamento Engrenagens.

Para o dimensionamento dos eixos-árvores buscou-se determinar os diagramas de momentos fletores e esforços cortantes para o Plano Horizontal (PH) e para o Plano Vertical (PV) em cada eixo-árvore. A partir dos esforços no PH e no PV tem-se um esforço resultante, os respectivos diagramas são apresentados na Fig. 8.

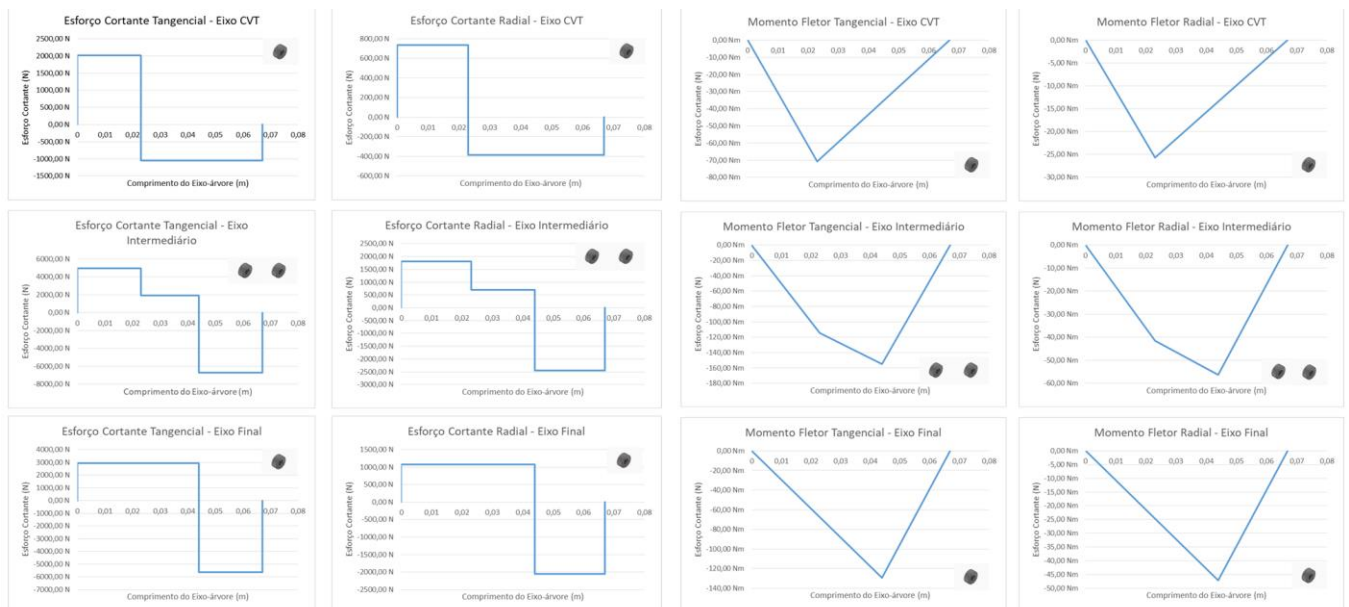


Figura 8. Dimensionamento Engrenagens.

Para determinar-se o diâmetro ideal para cada eixo-árvore utilizou-se a metodologia do Momento Ideal, a partir do Momento Fletor máximo no PH e no PV. A partir da Eq. (5) pode-se determinar o diâmetro mínimo. Os Momentos Ideal e Resultante podem ser obtidos, respectivamente, pela Eq. (6) e Eq. (7).

$$d \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{bM_i}{\sigma_{adm}}} \quad (5)$$

$$M_i = \sqrt{M_r^2 + \left(\frac{a}{2} M_t\right)^2} \quad (6)$$

$$M_r = \sqrt{M_{v\max}^2 + M_{h\max}^2} \quad (7)$$

Onde:

d = Diâmetro mínimo do eixo-árvore (m);

b = Fator de forma, utilizado apenas em eixos vazados.

M_i = Momento ideal (Nm);

a = Coeficiente de Bach;

M_r = Momento fletor resultante (Nm);

M_t = Momento torsor resultante (Nm);

$M_{vmáx}$ = Momento fletor máximo no PV (Nm);

$M_{hmáx}$ = Momento fletor máximo no PH (Nm).

Haja vista a necessidade de três eixos-árvores devido a dupla redução a nomenclatura dos mesmos se dará da seguinte forma: Eixo CVT, Eixo Intermediário e Eixo Final. O Eixo CVT será o primeiro eixo-árvore e terá uma engrenagem acoplada. O Eixo intermediário terá duas engrenagens acopladas. E o Eixo Final terá uma engrenagem e fará a transmissão do movimento às rodas. Os resultados obtidos para o diâmetro mínimo de cada eixo são apresentados na Tab. 4, além dos diâmetros adotados no projeto, por adequação às estrias e facilidade na usinagem.

Tabela 4. Diâmetros dos eixos-árvores.

	Diâmetros mínimos	Diâmetros adotados
Eixo CVT	18,11 mm	21 mm
Eixo Intermediário	23,99 mm	26 mm
Eixo Final	28,36 mm	32 mm

Para os acoplamentos entre engrenagens e eixos-árvores utilizar-se-ão estrias devido ao elevado esforço atuante no conjunto. Segundo Carvalho (1978) o momento de torção transmitido por uma estria é dado pela Eq. (8). Os dados referentes à altura do flanco, número de estrias e diâmetro externo das estrias são regidos pela norma DIN, a saber DIN 5462, DIN 5463 e DIN 5464. Isolando-se o comprimento L na Eq (8) é possível determinar o comprimento das estrias, de acordo com as necessidades do projeto.

$$T = 0,75 \sigma_c h i \left(\frac{D-h}{2} \right) L \quad d \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{b M_i}{\sigma_{adm}}} \quad (8)$$

4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A principal proposta deste trabalho foi a de descrever uma metodologia que possibilitasse o dimensionamento de uma transmissão automotiva voltada à competição BAJA SAE Brasil e a análise do comportamento do veículo, a partir dos parâmetros teóricos de desempenho.

A inspiração deu-se ao fato de a equipe BAJA UEA, uma equipe relativamente nova na competição, encontrar dificuldades durante o desenvolvimento dos primeiros projetos de transmissão. Portanto, buscou-se uma forma de consolidar os conhecimentos adquiridos em dois anos de competição e possibilitar que outras equipes, principalmente iniciantes, possam ter uma base para o desenvolvimento do seu projeto de transmissão. Os parâmetros utilizados foram baseados na realidade da equipe, portanto para outros dimensionamentos outros dados de entrada poderão ser utilizados.

A partir das análises apresentadas neste trabalho tem-se uma caixa redutora dimensionada que possui uma relação de transmissão de 7,94:1. A relação global do sistema, levando-se em consideração a CVT utilizada pela equipe, é de 29,46:1.

A caixa redutora foi desenhada no Software Autodesk® Inventor®. Todos os componentes dimensionados foram reanalisados pelo software e atendiam as necessidades de projeto. A massa calculada do conjunto foi de 9 kg, a partir das informações técnicas do material previamente selecionado. A Fig. 9 mostra o desenho do conjunto completo montado, sem uma das carcaças, a fim de permitir a visualização do arranjo interno dos componentes.



Figura 9. Dimensionamento Engrenagens.

O modelo CVT foi adotado para esta transmissão visando atender uma maior gama de situações a que o veículo possa ser submetido. Evitando que o mesmo fique limitado e consiga atender somente demandas específicas.

Para trabalhos futuros há a possibilidade de realizar a confecção desta caixa e consequente comparação dos parâmetros de desempenho obtidos com os reais. Outra possibilidade, trata-se do dimensionamento dos semieixos, elevando-se, assim, a quantidade de projetos de autoria própria na transmissão do veículo.

Outra abordagem que pode ser evidenciada é a realização do dimensionamento de transmissões não voltadas à competição BAJA SAE Brasil, o que permitiria maiores possibilidades, com carros voltados a entusiastas do automobilismo e da engenharia, devido às restrições impostas pelo regulamento da competição

5. REFERÊNCIAS

- BRUNETTI, Franco. Mecânica dos fluidos – 2. ed. rev. – São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008
- CARVALHO, José Rodrigues de. Órgãos de máquina: dimensionamento por José Rodrigues de Carvalho e Paulo Luiz Jardim de Moraes. 2ª. ed. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos, 1978
- LEAL, Longuinho da Costa Machado. ROSA, Edison da. NICOLAZZI, Lauro Cesar. Uma Introdução à Modelagem Quase-estática de Veículos Automotores de Rodas. Publicação Interna do GRANTE. Florianópolis. Universidade Federal de Santa Catarina, 2008
- LECHNER, Gisbert; NAUNHEIMER, Harald; RYBORZ, Joachim. Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. Springer, 1999
- MELCONIAN, Sarkis. Elementos de Máquinas. 9ª ed. 2000 São Paulo. Érica

6. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

DESIGN OF A GEAR BOX TO A MINI BAJA VEHICLE AND DETERMINATION OF THEORETICAL PERFORMANCES PARAMETERS

José Henrique da Costa Queiroz Gonzalez, jhcqg.eng@uea.edu.br¹

Arlindo Pires Lopes, alopes@uea.edu.br¹

Adriana Alencar Santos, asantos@ufam.edu.br²

¹Universidade do Estado do Amazonas, Escola Superior de Tecnologia, Avenida Darcy Vargas, 1200. Parque 10 de Novembro. 69050-020 – Manaus - Amazonas

²Universidade Federal do Amazonas, Faculdade de Tecnologia, Engenharia Mecânica. Av. General Rodrigo Octávio, 6200. Coroado I. 69080-900 – Manaus - Amazonas

Abstract. *This research has the main objective to design a Baja Vehicle automotive transmission designated to the BAJA SAE Brasil competition. In addition, determine the main vehicle performance parameters, to analyze the consequences of transmission ratio adopted. Will be included parameters like velocity, acceleration, traction force and resistive forces. Further the mechanical components design, like shafts and gears. This research could be used in different subjects: Mechanical System Projects, Machine Elements, Machine Design, Mechanical Manufacturing, Machining. The calculation will use the gradeability concept, which means the capacity of a vehicle to hill climb*

Keywords: *Transmission, BAJA, Gear Ratio*